

# Patent Abstracts of Japan

PUBLICATION NUMBER : 2001180261  
PUBLICATION DATE : 03-07-01

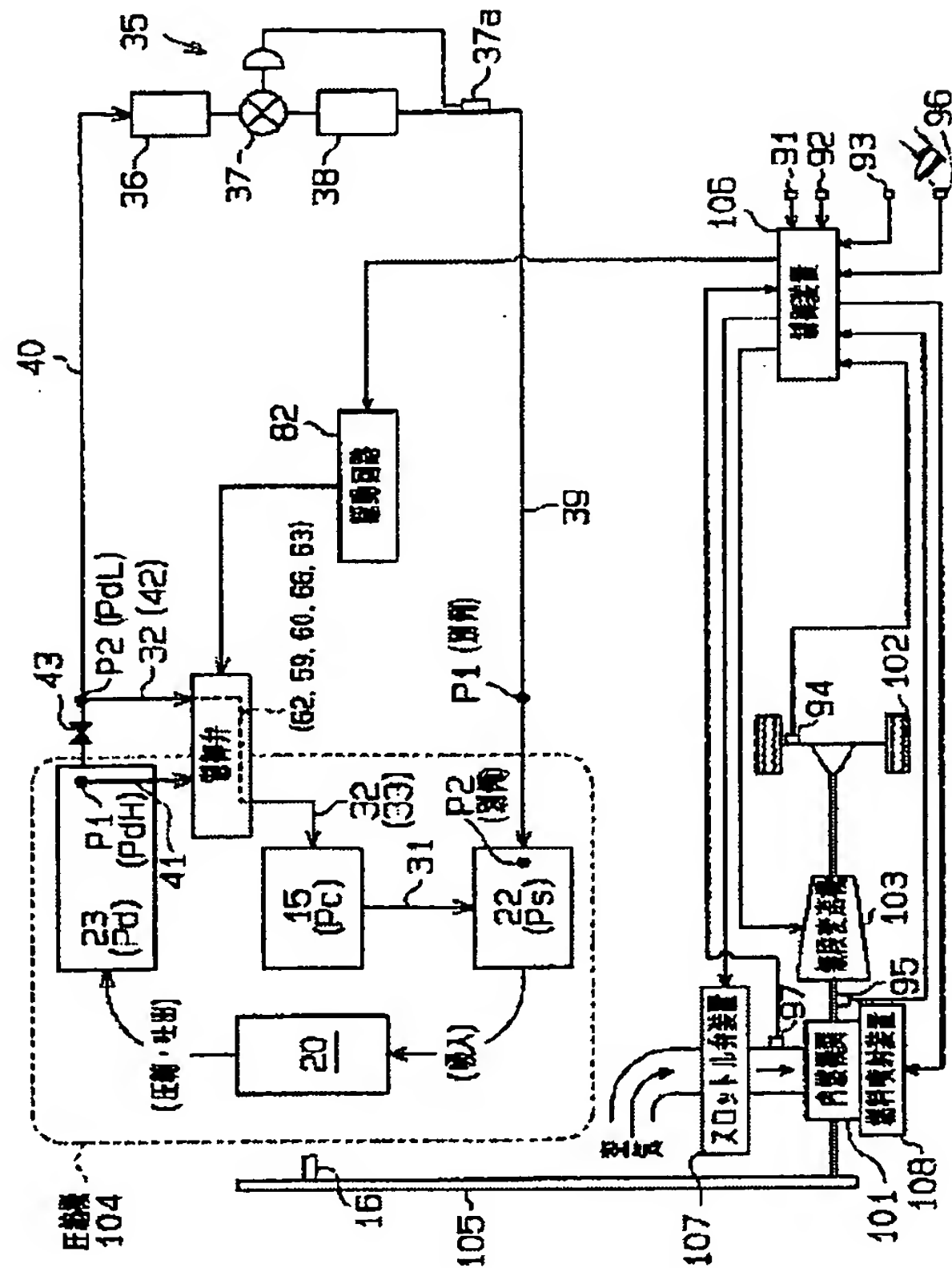
APPLICATION DATE : 24-12-99  
APPLICATION NUMBER : 11368008

APPLICANT : TOYOTA AUTOM LOOM WORKS LTD;

INVENTOR : KURAKAKE HIROTAKE;

INT.CL. : B60H 1/32

TITLE : OUTPUT CONTROL METHOD OF  
INTERNAL COMBUSTION ENGINE



**ABSTRACT :** **PROBLEM TO BE SOLVED:** To provide an output control method of an internal combustion engine capable of simply and accurately estimating a driving torque of a compressor of a capacity variable type and also suitably controlling an engine output torque.

**SOLUTION:** A control device 106 calculates a driving torque of a compressor 104 of a capacity variable type on the basis of a capacity control signal for controlling a discharge capacity of it to control an engine output torque following addition of this driving torque.

COPYRIGHT: (C)2001,JPO

on page 2



(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開2001-180261

(P2001-180261A)

(43)公開日 平成13年7月3日(2001.7.3)

(51) Int.Cl.?

識別記号

FI

テーマコード\* (参考)

**B 6 0 H 1/32**

**6 2 5**

B 6 0 H 1/32

**6 2 5 B**

審査請求 未請求 請求項の数 2 O.L (全 13 頁)

(21)出願番号 特願平11-368008

(22)出願日 平成11年12月24日(1999. 12. 24)

(71)出願人 000003218

株式会社豊田自動織機製作所

愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地

(72)発明者 川口 真広

愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地 株式会社  
豊田自動織機製作所内

(72)発明者 太田 雅樹

愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地 株式会社  
豊田自動織機製作所内

(74)代理人 100068755

弁理士 恩田 博宣 (外1名)

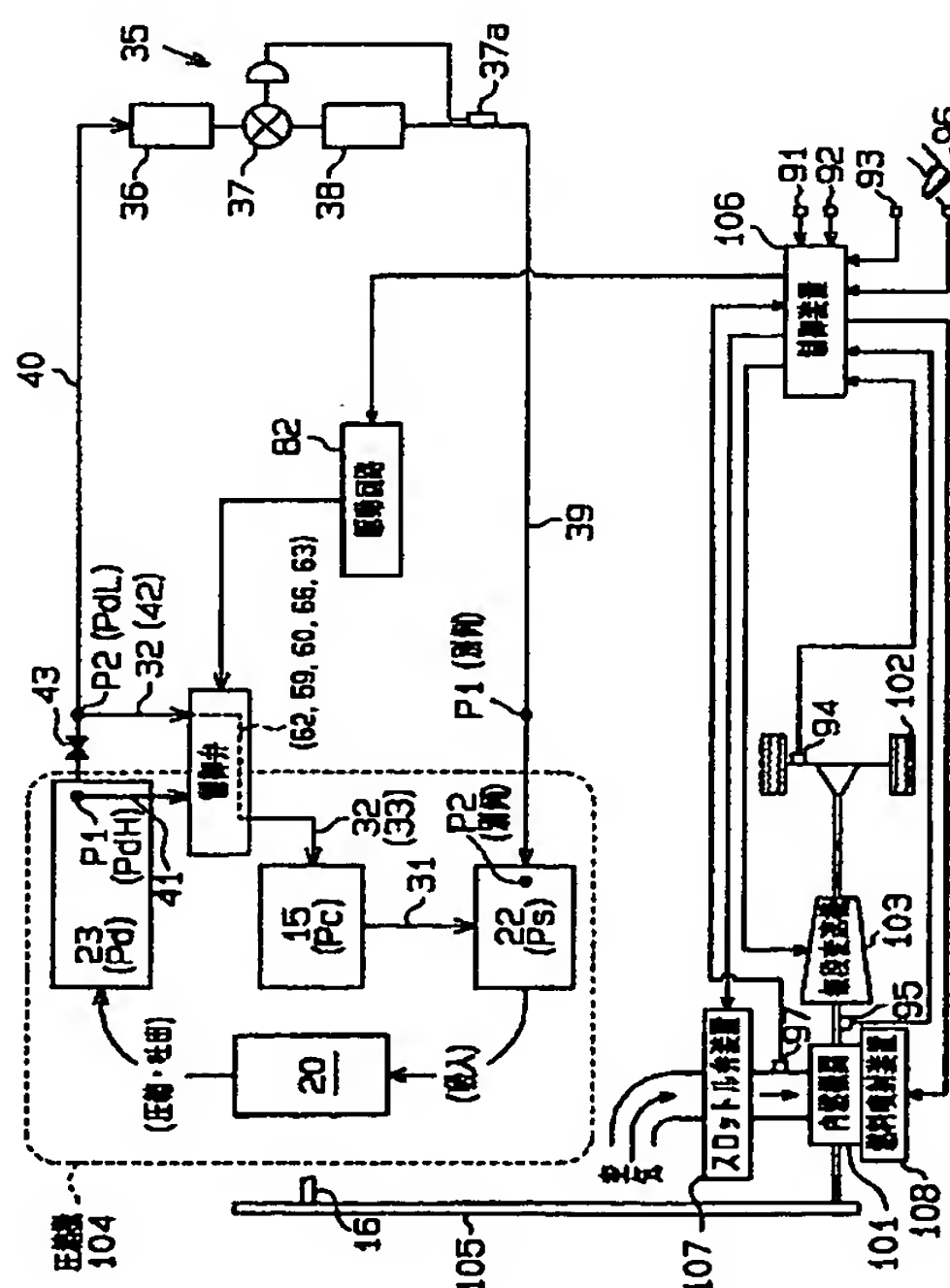
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 内燃機関の出力制御方法

(57) 【要約】

【課題】 容量可変型圧縮機の駆動トルクを簡単かつ正確に推定することができ、ひいては機関出力トルクを好適に制御することが可能な内燃機関の出力制御方法を提供すること。

【解決手段】 制御装置１０６は、容量可変型圧縮機１０４の吐出容量を制御するための容量制御信号に基づいてこの容量可変型圧縮機１０４の駆動トルクを算出し、この駆動トルク分を上乗せして機関出力トルクを制御する。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 圧縮機制御信号に基づいて吐出容量を変更可能な空調装置の容量可変型圧縮機を補機として駆動する車両の内燃機関の出力制御方法であって、前記空調装置は、冷媒循環回路に設定された容量可変型圧縮機の吐出容量が反映される二つの圧力監視点間の差圧を検出する差圧検出手段と、圧縮機制御信号に基づいて制御目標値である設定差圧を決定すると共に、この設定差圧に差圧検出手段が検出した差圧が近づくように容量可変型圧縮機の吐出容量を制御する圧縮機制御手段とを備え、前記圧縮機制御信号に基づいて容量可変型圧縮機の駆動トルクを算出し、この容量可変型圧縮機の駆動トルク分を上乗せして機関出力トルクを制御する内燃機関の出力制御方法。

【請求項2】 前記容量可変型圧縮機は、カムプレート收容するクランク室の内圧を制御することで吐出容量を変更可能であり、前記圧縮機制御手段は、弁開度調節によりクランク室の内圧を調節可能な制御弁を備え、前記制御弁は、二つの圧力監視点間の差圧を機械的に検出する差圧検出手段を内蔵し、この差圧検出手段が検出した差圧に基づいて自律的に弁開度調節可能であって、さらにはこの自律的な弁開度調節動作の基準となる設定差圧を圧縮機制御信号に基づいて変更可能な設定差圧変更手段を備えている請求項1に記載の内燃機関の出力制御方法。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、吐出容量を変更可能な空調装置の容量可変型圧縮機を補機として駆動する車両の内燃機関の出力制御方法に関する。

【0002】

【従来の技術】この種の内燃機関においては、圧縮機の起動に応じて予め設定しておいたこの圧縮機の駆動トルクを読み出し、この駆動トルクを余分に発生するように機関出力トルクが制御されるようになっている。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】ところが、前記空調装置の圧縮機としては、吐出容量を変更可能な容量可変型のものが存在する。圧縮機の吐出容量と駆動トルクは正の相関関係にある。このため、容量可変型圧縮機の駆動トルクは、最小吐出容量状態の場合の最小値と最大吐出容量状態の場合の最大値との間の幅広い範囲で変化する。従って、内燃機関の機関出力トルクを制御するのにあたり、容量可変型圧縮機の駆動トルクを、予め設定しておいた固定値を読み出して推定する方法では、この推定値と実際の駆動トルクとの間に大きなずれが生じることがは当然ながら避けられない。その結果、内燃機関の機関出力トルクが要求値に対して大きくずれて制御される

ことがあり、その際には例えば容量可変型圧縮機の起動により車速度が変動する等のドライバビリティの悪化の問題を生じていた。

【0004】このような問題を解決するためには、容量可変型圧縮機にその駆動トルクを随時検出するためのトルクセンサを装着すれば良いが、これはコスト面から採用が難しい。

【0005】本発明は、上記従来技術に存在する問題点に着目してなされたものであってその目的は、容量可変型圧縮機の駆動トルクを簡単かつ正確に推定することができ、ひいては機関出力トルクを好適に制御することが可能な内燃機関の出力制御方法を提供することにある。

【0006】

【課題を解決するための手段】上記目的を達成するために請求項1の発明は、圧縮機制御信号に基づいて吐出容量を変更可能な空調装置の容量可変型圧縮機を補機として駆動する車両の内燃機関の出力制御方法であって、前記空調装置は、冷媒循環回路に設定された容量可変型圧縮機の吐出容量が反映される二つの圧力監視点間の差圧を検出する差圧検出手段と、圧縮機制御信号に基づいて制御目標値である設定差圧を決定すると共に、この設定差圧に差圧検出手段が検出した差圧が近づくように容量可変型圧縮機の吐出容量を制御する圧縮機制御手段とを備え、前記圧縮機制御信号に基づいて容量可変型圧縮機の駆動トルクを算出し、この容量可変型圧縮機の駆動トルク分を上乗せして機関出力トルクを制御することを特徴とする内燃機関の出力制御方法である。

【0007】この構成においては、容量可変型圧縮機の吐出容量を外部から電気制御するための圧縮機制御信号に基づいて、この容量可変型圧縮機の駆動トルクを推定している。従って、容量可変型圧縮機の駆動トルクを固定値として取り扱う従来技術と比較して、実際の駆動トルクとの間に大きなずれが生じることを避けることができる。その結果、内燃機関の機関出力トルクを、要求値とほとんどずれなく好適に制御することができる。また、このように圧縮機制御信号から容量可変型圧縮機の駆動トルクを推定する方法を採用することで、トルクセンサ等の専用の検出器を備える必要がなくてコスト面においても有利となる。

【0008】さらに、冷媒循環回路に設定された二つの圧力監視点間の差圧には、容量可変型圧縮機の吐出容量が反映されている。従って、この二つの圧力監視点間の差圧を設定するための圧縮機制御信号からは、容量可変型圧縮機の吐出容量つまりは駆動トルクを容易でかつ正確に推定することができる。

【0009】請求項2の発明は、前記容量可変型圧縮機は、カムプレート收容するクランク室の内圧を制御することで吐出容量を変更可能であり、前記圧縮機制御手段は、弁開度調節によりクランク室の内圧を調節可能な制御弁を備え、前記制御弁は、二つの圧力監視点間の差



圧を機械的に検出する差圧検出手段を内蔵し、この差圧検出手段が検出した差圧に基づいて自律的に弁開度調節可能であって、さらにはこの自律的な弁開度調節動作の基準となる設定差圧を圧縮機制御信号に基づいて変更可能な設定差圧変更手段を備えていることを特徴としている。

【0010】この構成においては、各圧力監視点の圧力を検出するために圧力センサ等の電氣的構成を必要としないし、制御弁の制御プログラムも簡単なもので済む。また、また、クランク室の内圧の制御構成として、例えば、冷媒循環回路の主回路である冷凍サイクルの高圧領域からクランク室への冷媒ガスの導入量、及びクランク室から冷凍サイクルの低圧領域への冷媒ガスの導出量の少なくとも一方を調節することで行なう構成を採用したとする。この場合、冷凍サイクルの高圧領域から中間圧領域としてのクランク室を経由して冷凍サイクルの低圧領域へ至る容量制御用の冷媒回路は、冷媒循環回路の副回路として捉えることができる。つまりこの副回路に圧力監視点を設定しても良い。

【0011】

【発明の実施の形態】以下に本発明を具体化した一実施形態について図1～図7を参照して説明する。

【0012】（車両の駆動系統）図2の下方に示すように、直噴火花点火式の内燃機関101から駆動車輪102までの動力伝達経路上には、無段変速機103が配設されている。無段変速機103としては例えばベルト式が挙げられる。このベルト式の無段変速機103は、図示しないが、内燃機関101側のドライブプーリと駆動車輪102側のドリブンプーリとがベルトにより連結され、各プーリの有効径（ベルトの巻き掛け径）を変更することで変速を行なうものである。内燃機関101により駆動される補機としては、図面上方に示す空調装置が備える容量可変型斜板式圧縮機（以下単に圧縮機とする）104や、図示しないパワーステアリング装置用の油圧ポンプ等が挙げられる。

【0013】（圧縮機）図1に示すように前記圧縮機104は、シリンダブロック11と、その前端に接合固定されたフロントハウジング12と、シリンダブロック11の後端に弁・ポート形成体13を介して接合固定されたリヤハウジング14とを備えている。クランク室15は、シリンダブロック11とフロントハウジング12とで囲まれた領域に区画されている。駆動軸16は、クランク室15を挿通するようにして、シリンダブロック11及びフロントハウジング12によって回転可能に支持されている。ラグプレート17は、クランク室15において駆動軸16に一体回転可能に固定されている。

【0014】前記駆動軸16は、動力伝達機構105を介して内燃機関101に作動連結されている。動力伝達機構105は、外部からの電気制御によって動力の伝達／遮断を選択可能なクラッチ機構（例えば電磁クラッ

チ）であってもよく、又は、そのようなクラッチ機構を持たない常時伝達型のクラッチレス機構（例えばベルト／プーリの組合せ）であってもよい。なお、図2に示すように本実施形態では、クラッチレスタイプの動力伝達機構105が採用されている。

【0015】図1に示すように、カムプレートとしての斜板18は前記クランク室15に収容されている。斜板18は、駆動軸16にスライド移動可能でかつ傾動可能に支持されている。ヒンジ機構19は、ラグプレート17と斜板18との間に介在されている。従って、斜板18は、ヒンジ機構19を介したラグプレート17との間でのヒンジ連結、及び駆動軸16の支持により、ラグプレート17及び駆動軸16と同期回転可能であると共に駆動軸16の軸線方向へのスライド移動を伴いながら駆動軸16に対し傾動可能となっている。

【0016】複数（図面には一つのみ示す）のシリンダボア20は、前記シリンダブロック11において駆動軸16を取り囲むようにして貫設形成されている。片頭型のピストン21は、各シリンダボア20に往復動可能に収容されている。シリンダボア20の前後開口は、弁・ポート形成体13及びピストン21によって閉塞されており、このシリンダボア20内にはピストン21の往復動に応じて体積変化する圧縮室が区画されている。ピストン21はシュー28を介して斜板18の外周部に係留されている。従って、駆動軸16の回転に伴う斜板18の回転運動が、シュー28を介してピストン21の往復運動に変換される。

【0017】吸入圧力（ $P_s$ ）領域を構成する吸入室22及び吐出圧力（ $P_d$ ）領域を構成する吐出室23は、前記弁・ポート形成体13とリヤハウジング14とで囲まれた領域にそれぞれ区画されている。そして、吸入室22の冷媒ガスは、ピストン21の上死点位置から下死点側への移動により、弁・ポート形成体13の吸入ポート24及び吸入弁25を介してシリンダボア20（圧縮室）へ吸入される。シリンダボア20に吸入された冷媒ガスは、ピストン21の下死点位置から上死点側への移動により所定の圧力にまで圧縮された後に、吐出ポート26及び吐出弁27を介して吐出室23へ吐出される。

【0018】前記斜板18の傾斜角度（駆動軸16に直交する仮想平面との間でなす角度）は、シリンダボア20（圧縮室）の内圧と、ピストン21の背圧であるクランク室15の内圧（クランク圧 $P_c$ ）との関係を変更することで調節可能である。本実施形態においては、クランク圧 $P_c$ を積極的に変更することで斜板18の傾斜角度を調節する。

【0019】（クランク圧制御機構）図1及び図2に示すように、前記圧縮機104のクランク圧 $P_c$ を制御するためのクランク圧制御機構は、圧縮機104のハウジング内に設けられた抽気通路31、及び給気通路32並びに制御弁によって構成されている。抽気通路31はク

ランク室15と吸入室22を連通する。給気通路32は、吐出圧力領域である冷媒循環回路の第2圧力監視点P2とクランク室15を連通し、その途中には制御弁が配設されている。給気通路32は、第2圧力監視点P2と制御弁を接続する第2検圧通路42と、制御弁とクランク室15を接続する連通路33とを備えている。そして、制御弁の開度を調節することで、給気通路32を介した第2圧力監視点P2からクランク室15への高圧な吐出ガスの導入量と、抽気通路31を介したクランク室15から吸入室22へのガス導出量とのバランスが制御され、クランク圧 $P_c$ が決定される。クランク圧 $P_c$ の変更に応じて、ピストン21を介してのクランク圧 $P_c$ とシリンダボア20の内圧との差が変更され、斜板18の傾斜角度が変更される。斜板18の傾斜角度の変更に応じて、ピストン21のストローク量すなわち吐出容量が調節される。

【0020】(空調装置の冷媒循環回路) 図1及び図2に示すように、空調装置の冷媒循環回路(冷凍サイクル)は、上述した圧縮機104と外部冷媒回路35とから構成されている。外部冷媒回路35は、凝縮器36、減圧装置としての温度式膨張弁37及び蒸発器38を備えている。膨張弁37の開度は、蒸発器38の出口側又は下流側に設けられた感温筒37aの検知温度および蒸発圧力(蒸発器38の出口圧力)に基づいてフィードバック制御される。膨張弁37は、熱負荷に見合った液冷媒を蒸発器38に供給して外部冷媒回路35における冷媒流量を調節する。流通管39は、外部冷媒回路35の下流域において、蒸発器38の出口と圧縮機の吸入室22とを接続している。流通管40は、外部冷媒回路35の上流域において、圧縮機の吐出室23と凝縮器36の入口とを接続している。圧縮機104は外部冷媒回路35の下流域から吸入室22に導かれた冷媒ガスを吸入して圧縮し、圧縮したガスを外部冷媒回路35の上流域へとつながる吐出室23に吐出する。

【0021】前記冷媒循環回路を流れる冷媒の流量が大きくなるほど、回路又は配管の単位長さ当りの圧力損失も大きくなる。つまり、冷媒循環回路に沿って設定された第1圧力監視点P1と第2圧力監視点P2との間の圧力損失(差圧)は、この冷媒循環回路における冷媒流量と正の相関を示す。従って、この第1圧力監視点P1のガス圧力(P1圧力) $P_{dH}$ と第2圧力監視点P2のガス圧力(P2圧力) $P_{dL}$ との差(二点間差圧( $P_{dH} - P_{dL}$ ))を把握することは、冷媒循環回路における冷媒流量を間接的に検出することに他ならない。本実施形態では、流通管40の最上流域に当たる吐出室23内に上流側(高圧側)の第1圧力監視点P1を定めると共に、そこから所定距離だけ離れた流通管40の途中に、下流側(低圧側)の第2圧力監視点P2を定めている。P1圧力 $P_{dH}$ は第1検圧通路41を介して、又、P2圧力 $P_{dL}$ は第2検圧通路42を介して、それぞれ制御

弁に導入されている。

【0022】なお、前記冷媒循環回路における冷媒流量は、圧縮機104において駆動軸16の単位回転あたりの冷媒ガス吐出量(吐出容量)と、駆動軸16の回転速度(動力伝達機構105のプーリ比と内燃機関101の出力軸の回転速度 $N_e$ とで求められる)との積で表すことができる。つまり、内燃機関101の回転速度 $N_e$ が一定の条件下では、圧縮機104の吐出容量が増大すれば冷媒循環回路における冷媒流量も増大し、圧縮機104の吐出容量が減少すれば冷媒流量も減少する。逆に、圧縮機104の吐出容量が一定の条件下では、内燃機関101の回転速度 $N_e$ が増大すれば冷媒循環回路における冷媒流量も増大し、内燃機関101の回転速度 $N_e$ が減少すれば冷媒流量も減少する。別の見方をすれば、冷媒循環回路における冷媒流量と内燃機関101の回転速度 $N_e$ を把握できれば、圧縮機104の吐出容量つまりは駆動トルク $T_{rcp}$ を容易でかつ正確に推定することができる。

【0023】前記流通管40において両圧力監視点P1、P2間には、二点間差圧拡大手段としての固定絞り43が配設されている。固定絞り43は、両圧力監視点P1、P2をそれ程離して設定しなくとも、二点間差圧( $P_{dH} - P_{dL}$ )を明確化(拡大)する役目をなしている。このように、固定絞り43を両圧力監視点P1、P2間に備えることで、特に第2圧力監視点P2を圧縮機(吐出室23)寄りに設定することができ、ひいてはこの第2圧力監視点P2と圧縮機に備えられている制御弁との間の第2検圧通路42を短くすることができる。

【0024】(圧縮機の制御弁) 図3に示すように制御弁は、その上半部を占める入れ側弁部51と、下半部を占める設定差圧変更手段としてのソレノイド部52とを備えている。入れ側弁部51は、第2圧力監視点P2とクランク室15とを接続する給気通路32の開度(絞り量)を調節する。ソレノイド部52は、制御弁内に配設された作動ロッド53を、外部からの通電制御に基づき付勢制御するための一種の電磁アクチュエータである。作動ロッド53はその上端部から下端部に向かって、圧力受承部54、連結部55、弁体部56及びガイドロッド部57を同順に備えている。弁体部56はガイドロッド部57の一部にあたる。連結部55の軸直交断面積を「S3」、ガイドロッド部57(弁体部56)の軸直交断面積を「S4」とすると、 $S4 > S3$ の関係が成り立っている。

【0025】前記制御弁のバルブハウジング58は、栓体58aと、入れ側弁部51の主な外郭を構成する上半部本体58bと、ソレノイド部52の主な外郭を構成する下半部本体58cとから構成されている。弁室59及び連通路60は、バルブハウジング58の上半部本体58b内に区画されている。感圧室61は、上半部本体58bとその上部に螺入された栓体58aとの間に区画さ



れている。作動ロッド53は、弁室59、連通路60及び感圧室61内に、バルブハウジング58の軸線方向（図では垂直方向）へ移動可能に配設されている。弁室59及び連通路60は作動ロッド53の配置次第で連通可能となる。これに対して連通路60と感圧室61の一部であるクランク圧力室66とは常時連通されている。

【0026】前記弁室59の底壁は、ソレノイド部52を構成する固定鉄心70の上端面によって提供されている。第1ポート62は、弁室59を取り囲むバルブハウジング58の周壁において、その半径方向に延びるようにして設けられている。第1ポート62は、給気通路32の上流部である第2検圧通路42を介して弁室59を第2圧力監視点P2に連通させる。従って、P2圧力 $P_dL$ が第2検圧通路42を介して弁室59に導入されている。第2ポート63は、感圧室61（クランク圧力室66）を取り囲むバルブハウジング58の周壁において、その半径方向に延びるようにして設けられている。第2ポート63は、給気通路32の下流部である連通路33を介して、クランク圧力室66をクランク室15に連通させる。従って、第1ポート62、弁室59、連通路60、クランク圧力室66及び第2ポート63は制御弁内通路として、第2圧力監視点P2とクランク室15とを連通させる給気通路32の一部を構成する。

【0027】前記作動ロッド53の弁体部56は弁室59内に配置されている。連通路60の口径面積 $S_1$ は、弁室59とクランク圧力室66との間でのガス流通を妨げないように、それに挿通される作動ロッド53の連結部55の軸直交断面積 $S_3$ より大きくされている。また、連通路60の口径面積 $S_1$ は、ガイドロッド部57（弁体部56）の軸直交断面積 $S_4$ より小さくされている。このため、弁室59と連通路60との境界に位置する段差は弁座64として機能し、連通路60は一種の弁孔となる。作動ロッド53が図3の位置（最下動位置）から弁体部56が弁座64に着座する最上動位置へ上動されると、連通路60が遮断される。つまり作動ロッド53の弁体部56は、給気通路32の開度を任意調節可能な入れ側弁体として機能する。

【0028】前記作動ロッド53の圧力受承部54は感圧室61に挿入されている。この圧力受承部54は感圧室61をバルブハウジング58の軸線方向に二分し、この感圧室61を高圧室65と上述したクランク圧力室66とに区画する。圧力受承部54は高圧室65とクランク圧力室66との間の圧力隔壁の役目を果たし、両室65、66の直接連通を許容しない。圧力受承部54のシール部分（圧力隔壁として機能する部分）の軸直交断面積を「 $S_2$ 」とすると、この軸直交断面積 $S_2$ は連通路47の口径面積 $S_1$ と同じとなっている（ $S_1 = S_2$ ）。従って、感圧室61において圧力受承部54を摺動可能に支持する部分は、連通路60をそのまま延長するようにして連続形成されている。

【0029】第3ポート67は、前記高圧室65を取り囲むバルブハウジング58の周壁において、その半径方向に延びるようにして設けられている。高圧室65は、第3ポート67及び第1検圧通路41を介して、第1圧力監視点P1である吐出室23と常時連通されている。従って、P1圧力 $P_dH$ が第1検圧通路41及び第3ポート67を介して高圧室65に導入されている。

【0030】戻しバネ68は前記高圧室65に収容されている。この戻しバネ68は、圧力受承部54（作動ロッド53）を高圧室65からクランク圧力室66に向けて付勢する。

【0031】前記ソレノイド部52は有底円筒状の収容筒69を備えている。固定鉄心70は収容筒69の上部に嵌合され、この嵌合により収容筒69内にはソレノイド室71が区画されている。可動鉄心72は、ソレノイド室71内にバルブハウジング58の軸線方向へ移動可能に収容されている。ガイド孔73は固定鉄心70に形成され、このガイド孔73内には作動ロッド53のガイドロッド部57が、バルブハウジング58の軸線方向に移動可能に配置されている。なお、ガイド孔73の内壁面とガイドロッド部57との間には若干の隙間（図示略）が確保されており、この隙間を介して弁室59とソレノイド室71とが連通されている。つまり、ソレノイド室71は弁室59と同じ圧力雰囲気、つまりP2圧力 $P_dL$ の雰囲気となっている。

【0032】前記作動ロッド53のガイドロッド部57はその下端部がソレノイド室71内に延出され、この延出部分には可動鉄心72が嵌合固定されている。従って、可動鉄心72と作動ロッド53とは一体となって上下動する。緩衝バネ74はソレノイド室71に収容されている。この緩衝バネ74の付勢力は、可動鉄心72を固定鉄心70に近接させる方向に作用して可動鉄心72及び作動ロッド53を上方に付勢する。この緩衝バネ74は戻しバネ68よりもバネ力が弱いものが用いられ、このため戻しバネ68は、可動鉄心72及び作動ロッド53を最下動位置（非通電時における初期位置）に戻すための初期化手段として機能する。

【0033】コイル75は、前記固定鉄心70及び可動鉄心72の周囲において、両鉄心70、72を跨ぐ範囲に巻回されている。このコイル75には制御装置81の指令に基づき駆動回路82から駆動信号が供給され、コイル75はその電力供給量に応じた大きさの電磁力 $F$ を固定鉄心70と可動鉄心72との間に発生させる。そして、その電磁力 $F$ によって可動鉄心72が固定鉄心70に向かって吸引されて作動ロッド53が上動する。

【0034】なお、前記コイル75への通電制御は、このコイル75への印加電圧を調整することで行なわれる。印加電圧の調整は、電圧値そのものを変更する手段と、PWM制御（一定周期のパルス状電圧を印加し、そのパルスの時間的な幅を変更することで平均電圧を調整する

方法。印加電圧はパルスの電圧値×パルス幅／パルス周期となる。パルス幅／パルス周期はデューティ比と呼ばれ、PWM制御を応用した電圧制御をデューティ制御と呼ぶこともある）による手段が一般的に採用されている。PWM制御とした場合、電流が脈動的に変化しこれがディザとなって電磁石のヒステリシスを軽減する効果も期待できる。また、コイル電流を測定し、印加電圧調整にフィードバックすることで電流制御とすることも一般的に行われている。本実施形態ではデューティ制御を採用する。制御弁の構造上、デューティ比 $D_t$ を小さくすると弁開度（給気通路32の開度）が大きくなり、デューティ比 $D_t$ を大きくすると弁開度が小さくなる傾向にある。

【0035】（制御弁の動作条件及び特性に関する考察）図3の制御弁の弁開度は、弁体としての弁体部56を含む作動ロッド53の配置如何によって決まる。作動ロッド53の各部に作用する種々の力を総合的に考察することで、この制御弁の動作条件や特性が明らかとなる。

【0036】図3及び図4に示すように、作動ロッド53の連結部55には、戻しバネ68の下向き付勢力 $f_1$ によって加勢された圧力受承部54の上下の差圧（ $P_1$ 圧力 $P_dH$ －クランク圧 $P_c$ ）に基づく下向き押圧力が作用する。但し、圧力受承部54において $P_1$ 圧力 $P_dH$ の受圧面積は $S_2$ であるが、圧力受承部54においてクランク圧 $P_c$ の受圧面積は（ $S_2 - S_3$ ）である。下向き方向を正方向として連結部55に作用する全ての力 $\Sigma F_1$ を整理すると、 $\Sigma F_1$ は次の数1式のように表される。

【0037】（数1式）

$$\Sigma F_1 = P_dH \cdot S_2 - P_c (S_2 - S_3) + f_1$$

他方、作動ロッド53のガイドロッド部57（弁体部56を含む）には、緩衝バネ74の上向き付勢力 $f_2$ によって加勢された上向きの電磁付勢力 $F$ が作用する。ここで、図4に示すように、弁体部56、ガイドロッド部57及び可動鉄心72の全露出面に作用する圧力を単純化して考察すると、まず弁体部56の上端面56aは、連通路60の内周面から垂下させた仮想円筒面（二本の垂直破線で示す）によって内側部分と外側部分とに分けられ、前記内側部分（面積： $S_1 - S_3$ ）にはクランク圧 $P_c$ が下向きに作用し、前記外側部分（面積： $S_4 - S_1$ ）には $P_2$ 圧力 $P_dL$ が下向きに作用するものとみなすことができる。他方、ソレノイド室71に及んでいる $P_2$ 圧力 $P_dL$ は、可動鉄心72の上下面での圧力相殺を考慮すれば、ガイドロッド部57の軸直交断面積 $S_4$ に相当する面積をもってガイドロッド部57の下端面57aを上向きに押している。上向き方向を正方向として弁体部56及びガイドロッド部57に作用する全ての力 $\Sigma F_2$ を整理すると、 $\Sigma F_2$ は次の数2式のように表される。

【0038】（数2式）

$$\Sigma F_2 = F + f_2 - P_c (S_1 - S_3) - P_dL (S_4 - S_1) + P_dL \cdot S_4 = F + f_2 + P_dL \cdot S_1 - P_c (S_1 - S_3)$$

なお、上記数2式を整理する過程で、 $-P_dL \cdot S_4$ と、 $+P_dL \cdot S_4$ とが相殺されて $P_dL \cdot S_1$ 項のみが残った。つまりこの計算過程は、ガイドロッド部57（弁体部56を含む）の上下面56a、57aに作用されている $P_2$ 圧力 $P_dL$ の影響を、この $P_2$ 圧力 $P_dL$ がガイドロッド部57の一面（下端面57a）にのみ集約的に作用するものと仮定して考察するとき、弁体部56を含むガイドロッド部57の $P_2$ 圧力 $P_dL$ に関する有効受圧面積が $S_4 - (S_4 - S_1) = S_1$ と表現できることを意味している。つまり $P_2$ 圧力 $P_dL$ に関する限り、ガイドロッド部57の有効受圧面積は、ガイドロッド部57の軸直交断面積 $S_4$ にかかわらず連通路60の口径面積 $S_1$ に一致する。このように本明細書では、ロッド等の部材の両端に同種の圧力が作用している場合に、その圧力が部材の一方の端部にのみ集約的に作用するものと仮定して考察することを許容するような実質的な受圧面積のことを特に、その圧力に関する「有効受圧面積」と呼ぶことにする。

【0039】さて、前記作動ロッド53は、圧力受承部54、連結部55、及びガイドロッド部57（弁体部56）からなる一体物である。従って、作動ロッド53の配置は、次の数3式に示す $\Sigma F_1 = \Sigma F_2$ の力学的均衡を充足する位置に決まる。なお、数3式は $\Sigma F_1 = \Sigma F_2$ を整理した後を示す。

【0040】（数3式）

$$P_dH \cdot S_2 - P_dL \cdot S_1 - P_c (S_2 - S_1) = F - f_1 + f_2$$

ここで、本実施形態においては、連通路60の口径面積 $S_1$ と圧力受承部54の軸直交断面積 $S_2$ とが等しくされており（ $S_1 = S_2$ ）、従って数3式をさらに整理すれば次の数4式となる。

【0041】（数4式）

$$P_dH - P_dL = (F - f_1 + f_2) / S_1$$

上記数4式において、 $f_1$ 、 $f_2$ 、 $S_1$ は機械設計の段階で一義的に決まる確定的なパラメータであり、電磁付勢力 $F$ はコイル75への電力供給量に応じて変化する可変パラメータである。この数4式から明らかなように図3の制御弁は、電磁付勢力 $F$ によって決定された二点間差圧（ $P_dH - P_dL$ ）を維持するように、この二点間差圧（ $P_dH - P_dL$ ）に応じて作動ロッド53を位置決めする。本実施形態においては、圧力受承部54にて $P_1$ 圧力 $P_dH$ を受承するとともに、ガイドロッド部57にて $P_2$ 圧力 $P_dL$ を受承する作動ロッド53が、弁室59、ソレノイド室71及び高圧室65等と共に差圧検出手段を構成している。

【0042】このような動作特性を有する本実施形態の



制御弁によれば、個々の状況下でおよそ次のようにして弁開度が決まる。まず、コイル75への通電がない場合 ( $Dt = 0\%$ ) には、戻しバネ68の作用 (具体的には  $f1 - f2$  の付勢力) が支配的となり、作動ロッド53は図3に示す最下動位置に配置される。このとき、作動ロッド53の弁体部56が弁座64から最も離れて入れ側弁部51は全開状態となる。他方、コイル75に対しデューティ比可変範囲の最小デューティ比  $Dt (min)$  の通電があれば、少なくとも上向きの電磁付勢力  $F$  が戻しバネ68の下向き付勢力  $f1$  を凌駕する。そして、ソレノイド部52によって生み出された上向き付勢力  $F$  及び緩衝バネ74の上向きの付勢力  $f2$  が、戻しバネ68の下向き付勢力  $f1$  及び二点間差圧 ( $PdH - PdL$ ) に基づく下向き押圧力に対抗し、その結果、上記数4式を満たすように作動ロッド53の弁体部56が弁座64に対して位置決めされ、制御弁の弁開度が決定される。こうして決まった弁開度に応じて、給気通路32を介してのクランク室15へのガス供給量が決まり、抽気通路31を介してのクランク室15からのガス放出量との関係でクランク圧  $Pc$  が調節される。

【0043】(内燃機関、無段変速機及び空調装置の制御体系) 図2に示すように、制御装置106は、CPU、ROM、RAM及びI/Oインターフェイスを備えたコンピュータ類似の制御ユニットである。A/Cスイッチ (乗員が操作する空調装置のON/OFFスイッチ) 91、車室内温度  $Te(t)$  を検出するための車室温度センサ92、車室内温度の好ましい温度  $Te(set)$  を設定するための車室温度設定器93、車両の走行速度 (車速度) を検出するための車速度センサ94、内燃機関101の回転速度  $Ne$  を検出するための回転速度センサ95、アクセル開度 (アクセル踏み込み量)  $Acc$  を検出するためのアクセル開度センサ96、及び、内燃機関101の吸入空気圧を検出するための吸入空気圧センサ97は、それぞれ制御装置106のI/Oの入力端子に接続されている。

【0044】前記圧縮機104の制御弁 (コイル75) を給電制御する駆動回路82、無段変速機103、内燃機関101の吸入管に配設された電子制御式のスロットル弁装置107、及び、内燃機関101の燃焼室に燃料を直接噴射するための燃料噴射装置108は、それぞれ制御装置106のI/Oの出力端子に接続されている。

【0045】前記制御装置106は、A/Cスイッチ91のON/OFF状況、車室温度センサ92からの検出温度  $Te(t)$  情報、及び車室温度設定器93による設定温度  $Te(set)$  情報に基づいて、駆動回路82に指令するデューティ比  $Dt$  を決定する。

【0046】前記制御装置106は、アクセル開度センサ96からのアクセル開度  $Acc$  情報、回転速度センサ95からの回転速度  $Ne$  情報、及び、駆動回路82に指令する圧縮機制御信号としてのデューティ比  $Dt$  情報等

から目標機関出力トルク  $Trk$  を算出する。

【0047】前記制御装置106は、算出した目標機関出力トルク  $Trk$  に応じて目標スロットル開度を決定し、この目標スロットル開度をスロットル弁装置107に指令する。従って、スロットル弁装置107は、指令された目標スロットル開度を実現すべく図示しないスロットル弁の開度を調節し、それに応じて内燃機関101の吸入空気量が調節される。

【0048】前記制御装置106は、吸入空気量と相関性のある吸入空気圧センサ97からの吸入空気圧情報と、予め記憶されている理論空燃比 (14.6:1) に基づいて目標燃料噴射量を算出し、この目標燃料噴射量を燃料噴射装置108に指令する。従って、燃料噴射装置108は、指令された理論空燃比相当量の燃料を、吸入行程において内燃機関101の燃焼室内に噴射する。つまり、本実施形態において機関出力トルクの変更要素は、燃料噴射量と相関性のある吸入空気圧を変更可能なスロットル弁開度となっている。

【0049】前記制御装置106は、算出された目標機関出力トルク  $Trk$  に基づいて、例えば図7に示す最適燃費線を参照するような形で内燃機関の回転速度  $Ne$  の目標値を決定する。そして、この回転速度  $Ne$  の目標値と、車速度センサ94からの車速度情報とに基づいて目標変速比を算出し、この目標変速比を無段変速機103に指令する。従って、無段変速機103は指令された目標変速比を実現すべく、例えばドライブプーリとドリブンプーリのプーリ比 (有効径比) を調節することで、内燃機関101の回転速度  $Ne$  を目標値に調節する。その結果、内燃機関101は、最適燃費となる機関出力トルクと回転速度  $Ne$  の組み合わせで (図7の最適燃費線上で) 運転されることとなる。

【0050】以下に制御装置106による空調装置の制御についてと、内燃機関101と無段変速機103の協調制御の指針となる目標機関出力トルク  $Trk$  の算出ルーチンについてそれぞれ詳述する。図示しない車両のイグニションスイッチ (又はスタートスイッチ) がONされると、前記制御装置106は電力を供給されて各種演算処理を開始する。

【0051】(空調制御) 図5に示すように前記制御装置106は、ステップS41 (以下単に「S41」という、他のステップも以下同様) において初導プログラムに従い各種の初期設定を行う。例えば、制御弁 (コイル75) のデューティ比  $Dt$  に初期値 ( $Dt = 0\%$ ) を与える。その後、処理はS42以下に示された状態監視及びデューティ比  $Dt$  の内部演算処理へと進む。

【0052】S42では、A/Cスイッチ91がONされるまでこのスイッチ91のON/OFF状況が監視される。図示しないが、A/Cスイッチ91がOFF状態にあっては、デューティ比  $Dt$  が一義的に0%とされる。A/Cスイッチ91がONされると、S43におい

て制御装置106は、車室温度センサ92の検出温度 $T_e(t)$ が車室温度設定器93による設定温度 $T_e(\text{set})$ より大であるか否かを判定する。S43判定がNOの場合、S44において前記検出温度 $T_e(t)$ が設定温度 $T_e(\text{set})$ より小であるか否かを判定する。S44判定もNOの場合には、検出温度 $T_e(t)$ が設定温度 $T_e(\text{set})$ に一致していることになるため、冷房能力の変化につながるデューティ比 $D_t$ の変更の必要はない。それ故、制御装置106は駆動回路82にデューティ比 $D_t$ の変更指令を発することなく、処理はS42へジャンプされる。

【0053】S43判定がYESの場合、車室内は暑く熱負荷が大きいと予測されるため、S45において制御装置106はデューティ比 $D_t$ を単位量 $\Delta D$ だけ増大させ、その修正値 $(D_t + \Delta D)$ へのデューティ比 $D_t$ の変更を駆動回路82に指令する。すると、ソレノイド部52の電磁力 $F$ が若干強まり、その時点での二点間差圧 $(P_{dH} - P_{dL})$ では上下付勢力の均衡が図れないため、作動ロッド53が上動して戻しバネ68が蓄力され、この戻しバネ68の下向き付勢力 $f_1$ の増加分が上向きの電磁付勢力 $F$ の増加分を補償して再び数4式が成立する位置に作動ロッド53の弁体部56が位置決めされる。その結果、制御弁の開度、つまり給気通路32の開度が若干減少し、クランク圧 $P_c$ が低下傾向となり、このクランク圧 $P_c$ とシリンダボア20の内圧とのピストン21を介した差も小さくなって斜板18が傾斜角度増大方向に傾動し、圧縮機104の状態は吐出容量が増大し負荷トルクも増大する方向に移行する。圧縮機104の吐出容量が増大すれば冷媒循環回路における冷媒流量も増大し、蒸発器38での除熱能力も高まり温度 $T_e(t)$ も低下傾向に向かうはずであり、又、二点間差圧 $(P_{dH} - P_{dL})$ は増加する。

【0054】他方、S44判定がYESの場合、車室内は寒く熱負荷が小さいと予測されるため、S46において制御装置106はデューティ比 $D_t$ を単位量 $\Delta D$ だけ減少させ、その修正値 $(D_t - \Delta D)$ へのデューティ比 $D_t$ の変更を駆動回路82に指令する。すると、ソレノイド部52の電磁力 $F$ が若干弱まり、その時点での二点間差圧 $(P_{dH} - P_{dL})$ では上下付勢力の均衡が図れないため、作動ロッド53が下動して戻しバネ68の蓄力も減り、この戻しバネ68の下向き付勢力 $f_1$ の減少分が上向きの電磁付勢力 $F$ の減少分を補償して再び数4式が成立する位置に作動ロッド53の弁体部56が位置決めされる。その結果、制御弁の開度、つまり給気通路32の開度が若干増加し、クランク圧 $P_c$ が増大傾向となり、クランク圧 $P_c$ とシリンダボア20の内圧とのピストン21を介した差も大きくなって斜板18が傾斜角度減少方向に傾動し、圧縮機104の状態は吐出容量が減少し負荷トルクも減少する方向に移行する。圧縮機の吐出容量が減少すれば、蒸発器38での除熱能力も低ま

り温度 $T_e(t)$ も増加傾向に向かうはずであり、又、二点間差圧 $(P_{dH} - P_{dL})$ は減少する。

【0055】このようにS45及び/又はS46でのデューティ比 $D_t$ の修正処理を経ることで、検出温度 $T_e(t)$ が設定温度 $T_e(\text{set})$ からずれていてもデューティ比 $D_t$ が次第に最適化され、更に制御弁での内部自律的な弁開度調節も相俟って温度 $T_e(t)$ が設定温度 $T_e(\text{set})$ 付近に収束する。

【0056】(目標機関出力トルクの算出ルーチン) 図6に示すように制御装置106は、S51においてアクセル開度センサ96からのアクセル開度(アクセル踏み込み量)  $Acc$  情報を、「アクセル開度ードライバ要求出力馬力」の変換用テーブルを用いてドライバ要求出力馬力 $H_p$ に変換する。S52においては、算出したドライバ要求出力馬力 $H_p$ と、回転速度センサ95からの回転速度 $N_e$ 情報とによってドライバ要求出力トルク $T_{rdr}$ を算出する。S53においては、圧縮機104以外の補機(パワーステアリング装置用の油圧ポンプ等)の作動状況に応じて、予め記憶しておいたその補機の駆動トルク(固定値)  $T_{ret}$ を読み出す。

【0057】S54においては、駆動回路82に対して指令する圧縮機制御信号としてのデューティ比 $D_t$ と、内燃機関101の回転速度 $N_e$ とから圧縮機104の駆動トルク $T_{rcp}$ を算出する。つまり、デューティ比 $D_t$ は、冷媒循環回路における冷媒流量(圧縮機104から外部冷媒回路35への単位時間当たりの冷媒吐出量)を設定する信号である。従って、このデューティ比 $D_t$ からは、予め設定された「デューティ比ー冷媒流量」の変換用テーブルを用いることで、冷媒循環回路における冷媒流量を一義的に求めることができる。また、内燃機関101の回転速度 $N_e$ と、予め記憶されている動力伝達機構105のプーリ比とによって、駆動軸16の回転速度を求めることができる。よって、冷媒循環回路における冷媒流量を駆動軸16の回転速度で除算すれば、圧縮機104から外部冷媒回路35への駆動軸16単位回転当たりの冷媒吐出量、つまり圧縮機104の吐出容量を算出することができる。圧縮機104の吐出容量は、予め設定された「吐出容量ー駆動トルク」の変換用テーブルを用いることで、圧縮機104の駆動トルク $T_{rcp}$ に一義的に変換することができる。

【0058】S55においては、算出した圧縮機104の駆動トルク $T_{rcp}$ と、読み出した圧縮機以外の補機の駆動トルク $T_{ret}$ とを加算して補機駆動トルク $T_{rh}$ を求める。S56においては、ドライバ要求出力トルク $T_{rdr}$ と補機駆動トルク $T_{rh}$ とを加算することで目標機関出力トルク $T_{rk}$ が求められる。

【0059】上記構成の本実施形態においては、次のような効果を奏する。

(1) 制御装置106は、内燃機関101と無段変速機103を協調制御するうえで、目標機関出力トルク $T_r$



kを算出するのにあたり、空調制御に用いられる圧縮機制御信号（制御弁を制御するためのデューティ比 $D_t$ ）に基づいて圧縮機104の駆動トルク $T_{rcp}$ を随時推定している。従って、圧縮機104の駆動トルクを固定値として取り扱う従来技術と比較して、実際の駆動トルクとの間に大きなずれが生じることを避けることができる。その結果、目標機関出力トルク $T_{rk}$ を実際の要求値とほとんどずれなく正確に算出できて、内燃機関101の低燃費を追求した無段変速機103との協調制御を好適に行なうことができる。また、このように圧縮機制御信号から圧縮機104の駆動トルク $T_{rcp}$ を推定する方法を採用することで、トルクセンサ等の専用の検出器を備える必要がなくてコスト面においても有利となる。

【0060】(2)制御弁は、制御装置106から駆動回路82に指令されたデューティ比 $D_t$ に基づいて、制御目標値である二つの圧力監視点P1、P2間の設定差圧( $P_dH - P_dL$ )、つまりは冷媒循環回路における設定冷媒流量を決定すると共に、この設定冷媒流量に実際の冷媒流量が近づくように圧縮機104の吐出容量を制御する構成である。従って、制御装置106は、駆動回路82に指令するデューティ比 $D_t$ から冷媒循環回路における冷媒流量を一義的に導き出すことができ、この冷媒流量と内燃機関101の回転速度 $N_e$ とからは、圧縮機104の吐出容量（駆動トルク $T_{rcp}$ ）を容易でかつ正確に推定することができる。

【0061】(3)制御弁は、二つの圧力監視点P1、P2間の差圧( $P_dH - P_dL$ )を機械的に検出し、この検出した二点間差圧( $P_dH - P_dL$ )に基づいて自律的に弁開度調節可能な構成である。従って、各圧力監視点P1、P2の圧力を検出するために圧力センサ等の電気的構成を必要としないし、制御装置106における制御弁の制御プログラムも簡単なもので済む。

【0062】なお、本発明の趣旨から逸脱しない範囲で以下の態様でも実施できる。

○上記実施形態においては、目標機関出力トルク $T_{rk}$ に基づいてスロットル弁開度（吸入空気量）を調節し、予め設定されている理論空燃比との関係から、結果として燃料噴射量が調節されることで機関出力トルクの調節を行っていた。これを変更し、例えばスロットル弁開度を一定開度で固定して、目標機関出力トルク $T_{rk}$ に基づいて燃料噴射装置108を直接的に制御することで、結果として空燃比のリーン領域での変更を伴う燃料噴射量の調節を行なって機関出力トルクを調節するようにしても良い。また、機関出力トルクを変更する要素としては燃料噴射量と相関性の無い、例えば燃料噴射時期（均質燃焼か成層燃焼かの燃焼方式の選択）や、吸気バルブ及び排気バルブの少なくとも一方の特性（開閉タイミングやリフト量の変更）や、点火時期等であっても良い。

【0063】○無段変速機としてはベルト式以外にも例えばトロイダル式が挙げられる。

○図2において別例として示すように、第1圧力監視点P1を蒸発器38と吸入室22との間の吸入圧力領域に設定するとともに、第2圧力監視点P2を同じ吸入圧力領域において第1圧力監視点P1よりも下流側（低圧側）に設定すること。

【0064】○第1圧力監視点P1を吐出室23と凝縮器36との間の吐出圧力領域に設定するとともに、第2圧力監視点P2を蒸発器38と吸入室22との間の吸入圧力領域に設定すること。

【0065】○第1圧力監視点P1を吐出室23と凝縮器36との間の吐出圧力領域に設定するとともに、第2圧力監視点P2をクランク室15に設定すること。或いは、第1圧力監視点P1をクランク室15に設定するとともに、第2圧力監視点P2を蒸発器38と吸入室22との間の吸入圧力領域に設定すること。つまり、圧力監視点P1、P2は、上記実施形態のように、冷媒循環回路の主回路である冷凍サイクル（外部冷媒回路35（蒸発器38）→吸入室22→シリンダボア20→吐出室23→外部冷媒回路35（凝縮器36））へ設定すること、さらに詳述すれば冷凍サイクルの高圧領域及び／又は低圧領域に設定することに限定されるものではなく、冷媒循環回路の副回路として位置付けられる、容量制御用の冷媒回路（給気通路32→クランク室15→抽気通路31）を構成する中間圧領域としてのクランク室15に設定しても良い。なお、後者の別例の場合には、圧縮機の吐出容量が増大すると二点間差圧( $P_c - P_s$ )が減少する構成である（上記実施形態とは逆である）。

【0066】○例えば、制御弁を電磁構成のみとし、二つの圧力監視点P1、P2の圧力をそれぞれ圧力センサにより検出すること。この場合、各圧力監視点P1、P2の圧力を検出する圧力センサが差圧検出手段となる。

【0067】○制御弁を、給気通路32ではなく抽気通路31の開度調節によりクランク圧 $P_c$ を調節する、所謂抜き側制御弁としても良い。

○制御弁を、給気通路32及び抽気通路31の両方の開度調節によりクランク圧 $P_c$ を調節する三方弁構成としても良い。

【0068】○ワッブル式の容量可変型圧縮機において具体化すること。上記実施形態から把握できる技術的思想について記載すると、圧縮機制御信号に基づいて吐出容量を変更可能な空調装置の容量可変型圧縮機を補機として駆動する内燃機関と、この内燃機関と駆動車輪との間の動力伝達経路上に配設された無段変速機とを備えた車両において、アクセル開度情報に基づいてドライバ要求出力トルクを算出し、圧縮機制御信号に基づいて容量可変型圧縮機の駆動トルクを算出し、ドライバ要求出力トルクと容量可変型圧縮機の駆動トルクに基づいて目標機関出力トルクを算出し、この目標機関出力トルクに基



づいて内燃機関と無段変速機とを内燃機関が最適燃費となるように協調制御する車両の出力制御方法。

【0069】

【発明の効果】上記構成の本発明によれば、容量可変型圧縮機の駆動トルクを簡単かつ正確に推定することができ、ひいては機関出力トルクを好適に制御することが可能となる。

【図面の簡単な説明】

【図1】 容量可変型斜板式圧縮機の断面図。

【図2】 車両の駆動系統及び空調装置の概要を示す回路図。

【図3】 制御弁の断面図。

【図4】 作動ロッドの位置決めを説明するための要部

拡大断面図。

【図5】 空調制御のフローチャート。

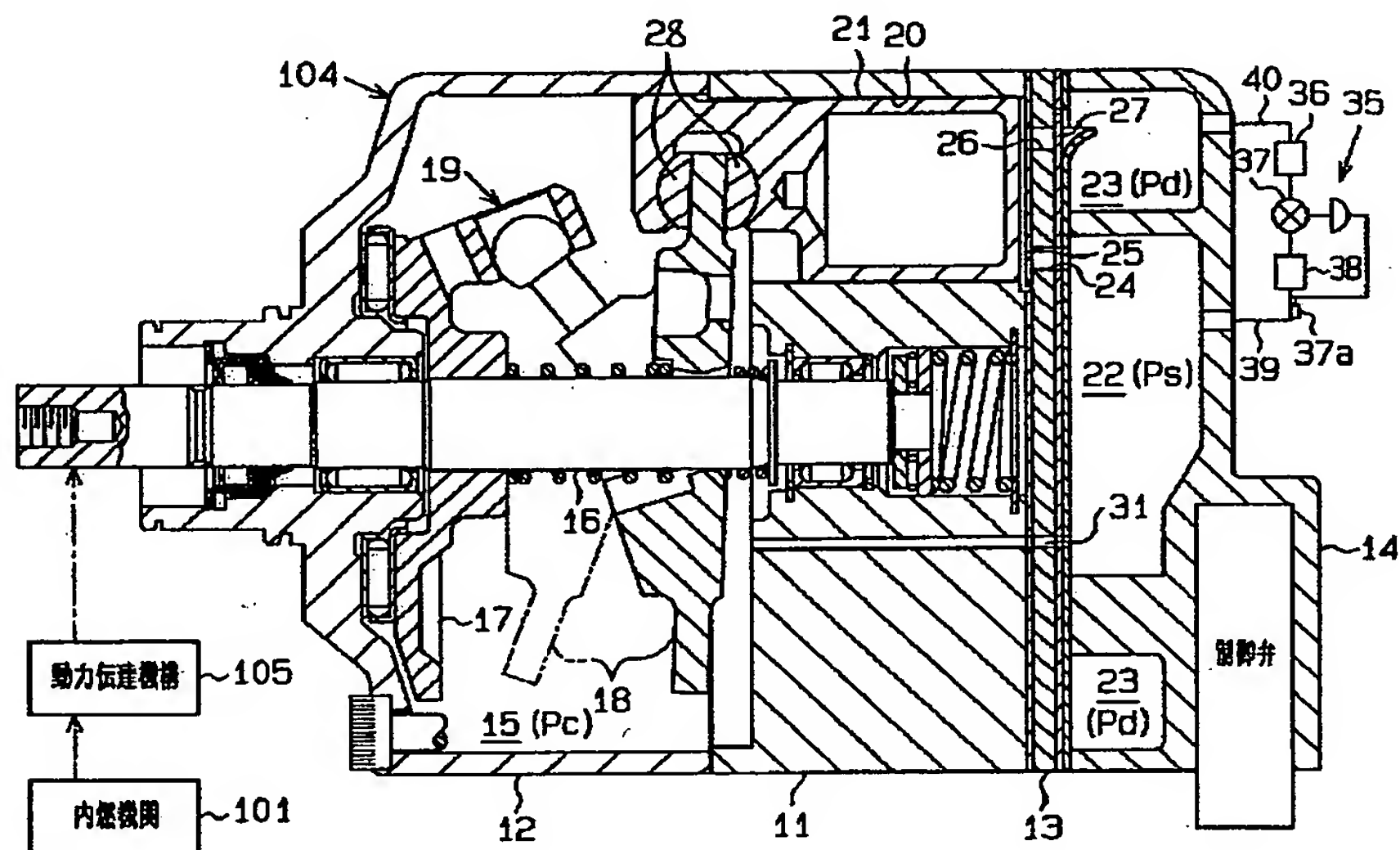
【図6】 目標機関出力トルク算出ルーチンを示すフローチャート。

【図7】 内燃機関の回転速度と機関出力トルクとの関係を示すグラフ。

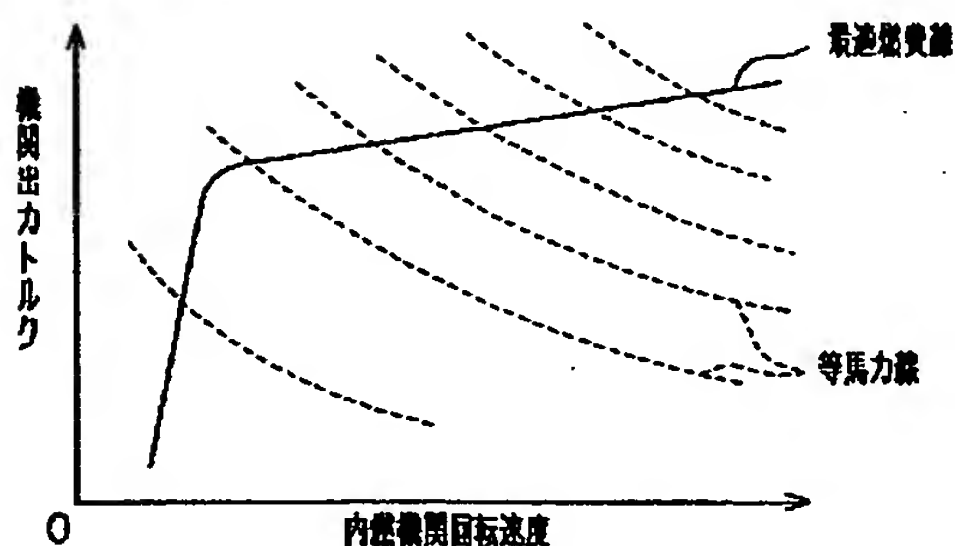
【符号の説明】

53…差圧検出手段を構成する制御弁の作動ロッド53、101…内燃機関、104…容量可変型圧縮機、106…圧縮機制御手段でもある内燃機関の制御装置、D…圧縮機制御信号としてのデューティ比、P1…第1圧力監視点、P2…第2圧力監視点。

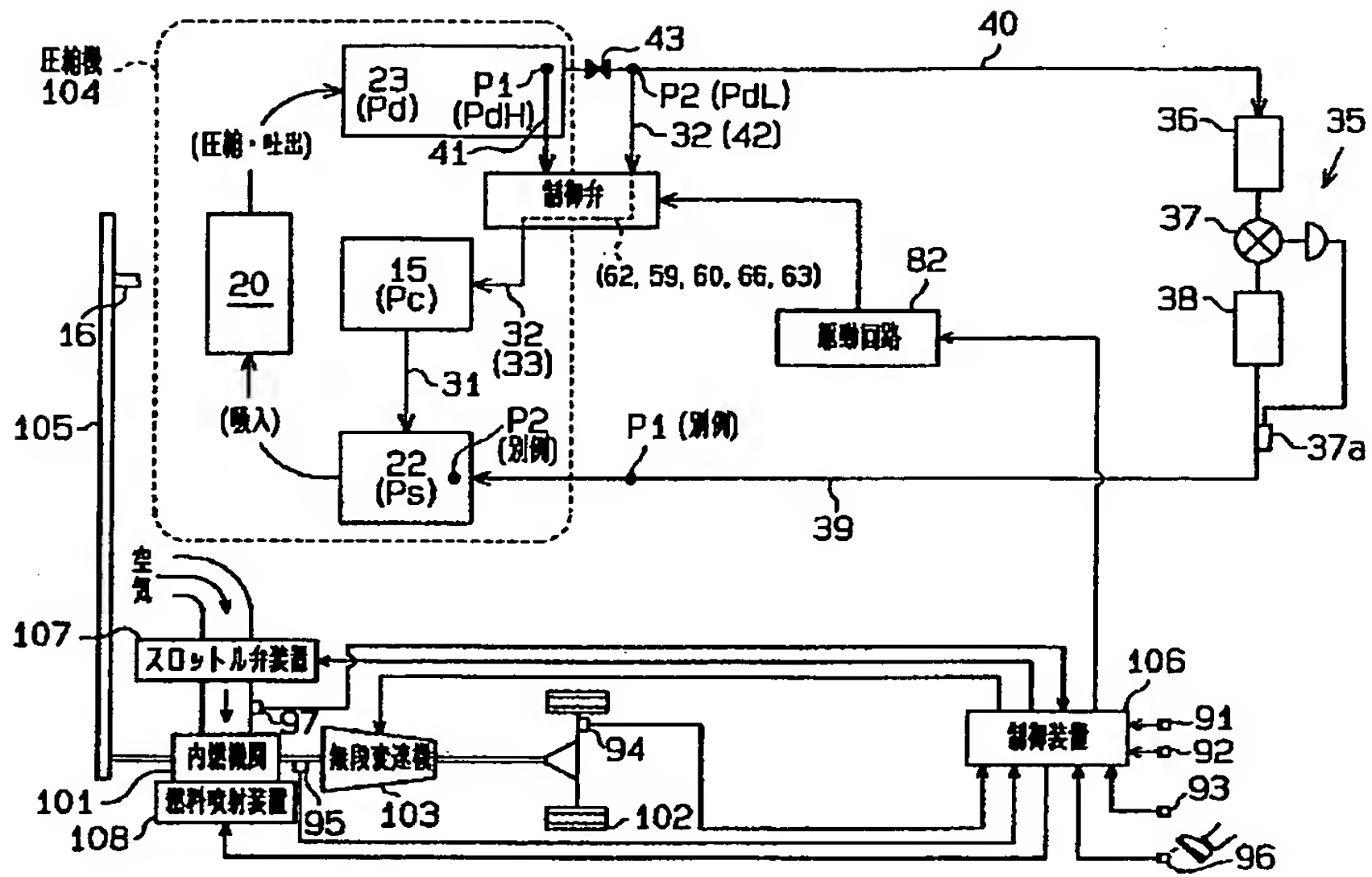
【図1】



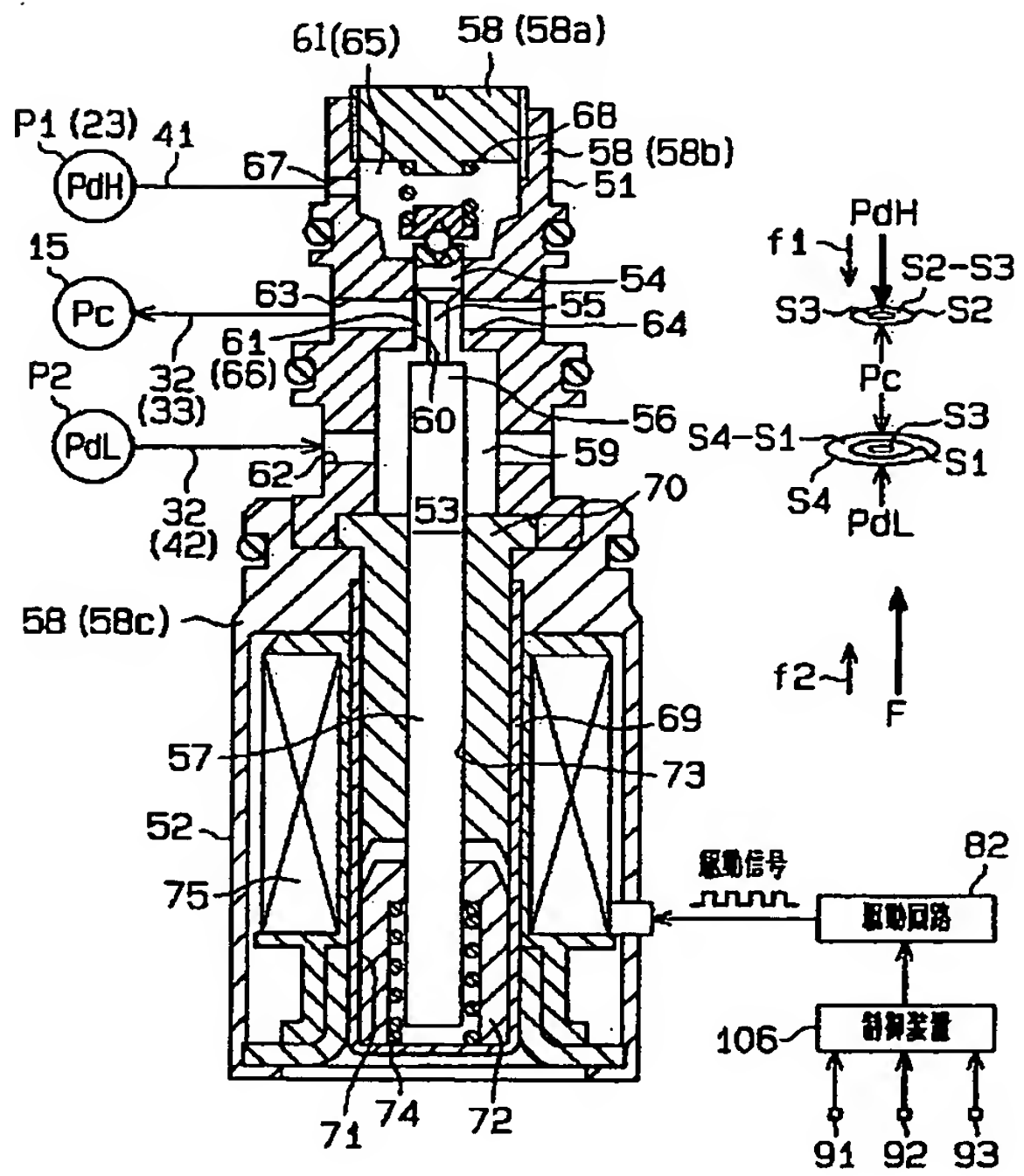
【図7】



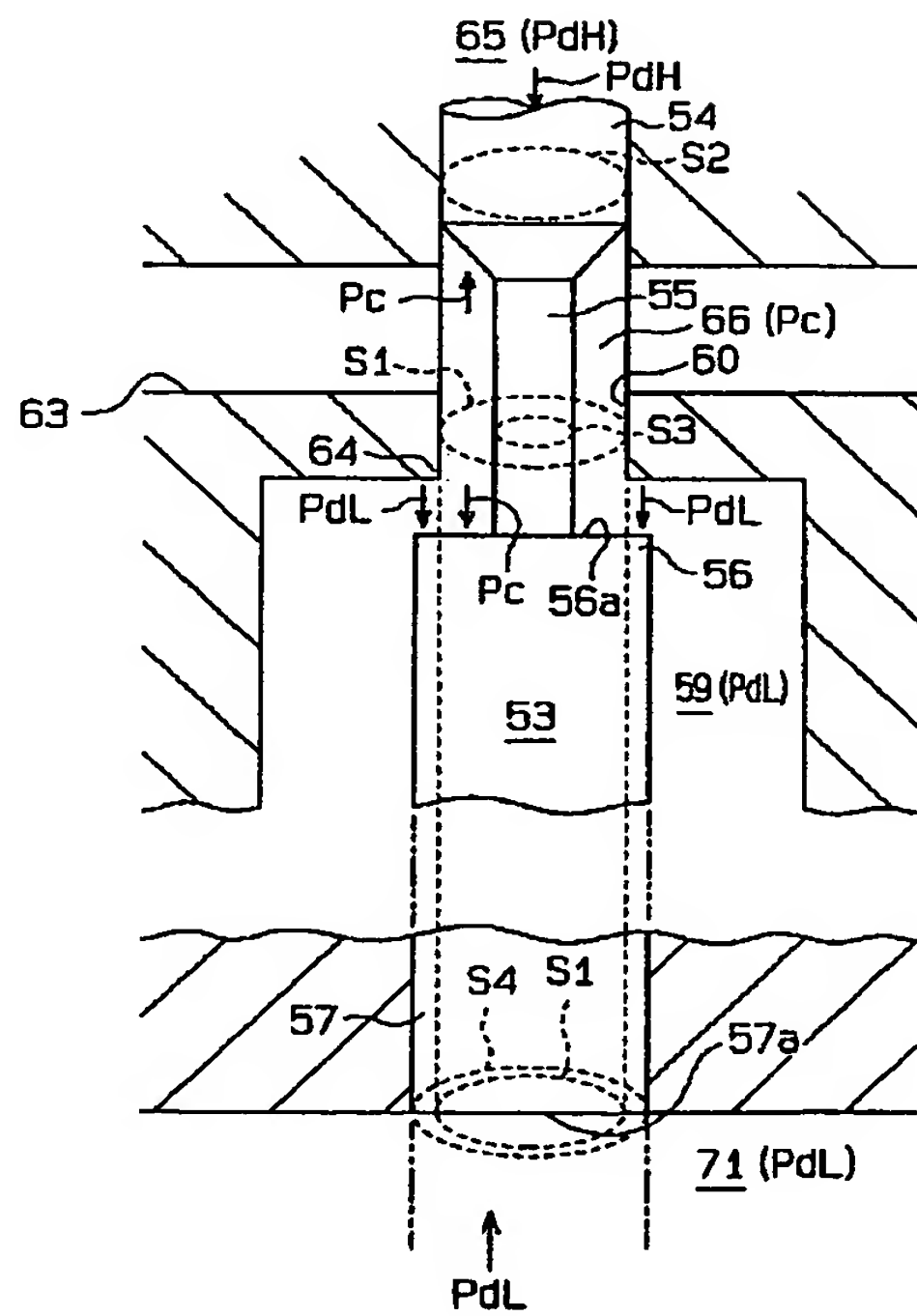
【図2】



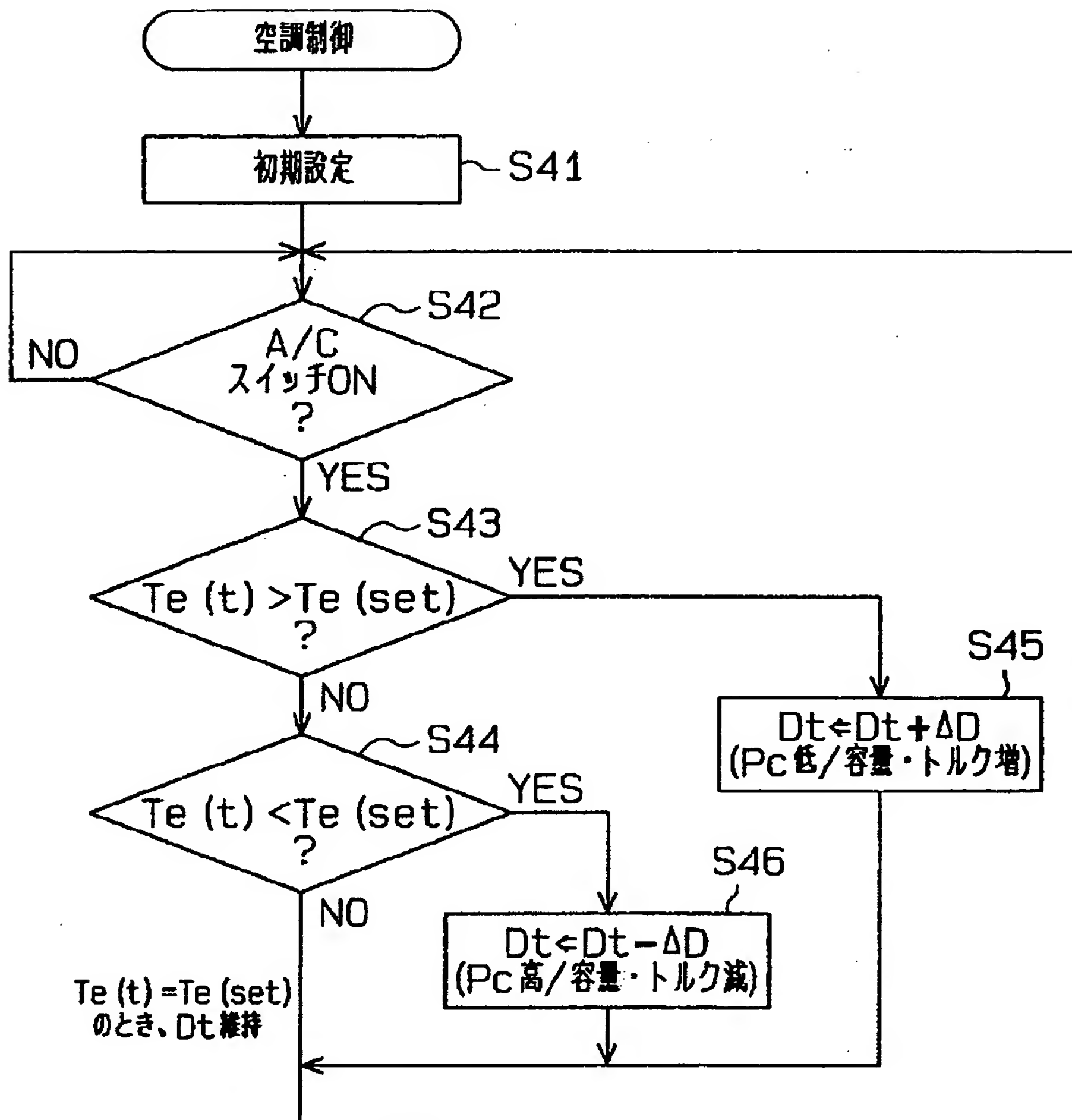
【図3】



【図4】

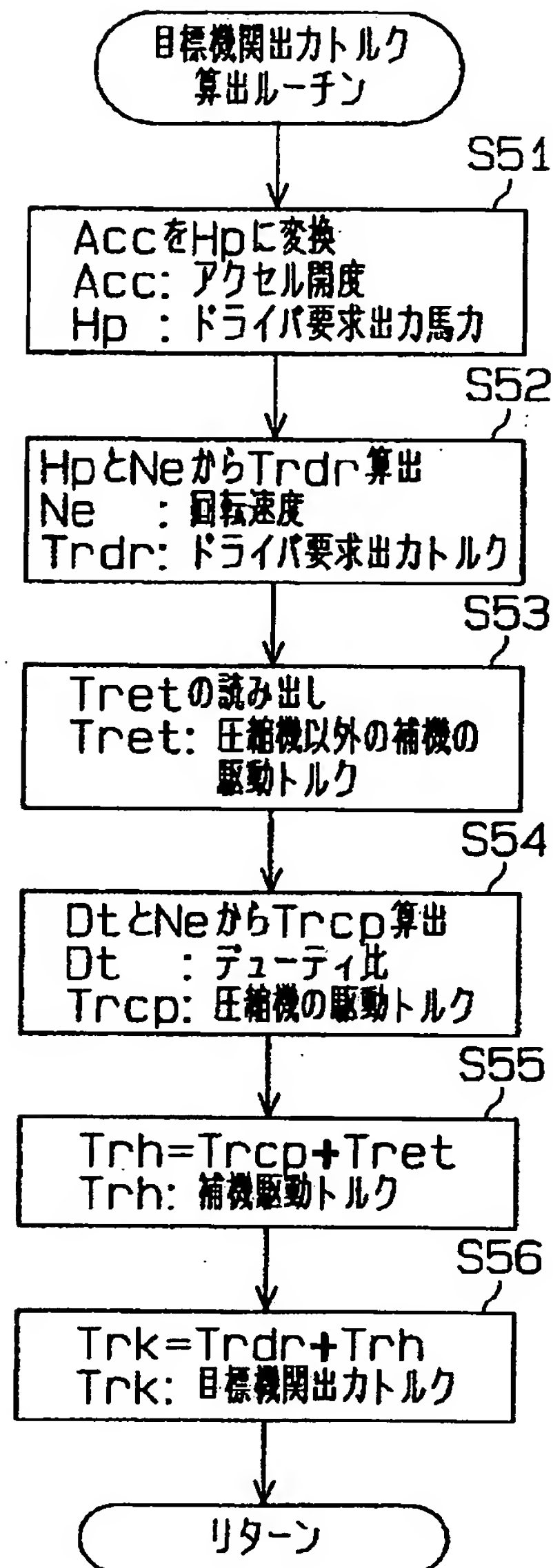


【図5】





【図6】



フロントページの続き

(72)発明者 水藤 健  
愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地 株式会  
社豊田自動織機製作所内

(72)発明者 木村 一哉  
愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地 株式会  
社豊田自動織機製作所内

(72)発明者 松原 亮  
愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地 株式会  
社豊田自動織機製作所内

(72)発明者 倉掛 浩隆  
愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地 株式会  
社豊田自動織機製作所内

